

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **58102855 A**

(43) Date of publication of application: **18.06.83**

(51) Int. Cl

F16H 9/18

(21) Application number: **57115678**

(22) Date of filing: **03.07.82**

(62) Division of application: **56198796**

(71) Applicant: **HONDA MOTOR CO LTD**

(72) Inventor: **HATTORI TORAO**

(54) **BELT TYPE STEPLESS CHANGE GEAR**

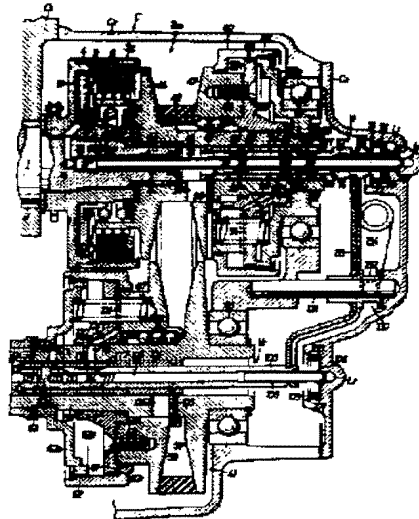
(57) Abstract:

PURPOSE: To improve a speed change response property in the direction of expanding the effective radius of the half body of a movable pulley by a method wherein a pushing force due to the hydraulic pressure of advancing direction, which is applied to a piston, is made bigger than the same of a retreating direction.

CONSTITUTION: The relation of $A_2 - A_1 > A_1$ is satisfied between the pressure receiving area A_1 of the side of first hydraulic pressure chamber 501 and the same area A_2 of the side of second hydraulic pressure chamber 502 in the piston 49 of a driving V-pulley 40 while the relation of $B_2 - B_1 > B_1$ is satisfied between the pressure receiving area B_1 of the side of first hydraulic pressure chamber 621 and the same area B_2 of the side of second hydraulic pressure chamber 622 in the piston 61 of a following pulley 41. According to this method, the advancing force due to the hydraulic pressure of the half bodies 47, 59 of respective movable pulleys may be made bigger than the retreating force at all times and, accordingly, the speed response property in the direction of expanding the effective radii of the half bodies of respective movable pulleys may be improved even if a force to shorten the effective radii

of the half bodies 47, 59 of each movable pulleys due to a centrifugal force acting on the V-belt 42 is being applied.

COPYRIGHT: (C)1983,JPO&Japio



⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—102855

⑤ Int. Cl.³
F 16 H 9/18

識別記号

庁内整理番号
7111—3J

④ 公開 昭和58年(1983)6月18日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 12 頁)

⑤ ④ ベルト式無段変速機

和光市白子 1—13—28

② ① 特 願 昭57—115678

⑦ ① 出 願 人 本田技研工業株式会社

② 出 願 昭56(1981)12月10日

東京都渋谷区神宮前 6 丁目27番
8 号

② ② 特 願 昭56—198796の分割

⑦ ④ 代 理 人 弁理士 落合健

⑦ ⑦ 発 明 者 服部虎男

明 細 書

1. 発明の名称

ベルト式無段変速機

2. 特許請求の範囲

前進により有効半径を拡大し、後退により有効半径を縮小し得る可動プーリ半体をそれぞれ備えた駆動プーリ及び従動プーリ間にベルトを懸張し、前記駆動プーリ及び従動プーリの少なくとも一方の可動プーリ半体に油圧作動装置を設け、該油圧作動装置を、軸方向へ移動不能の油圧シリンダと、該油圧シリンダ内に摺合してその内部を第1油圧室と第2油圧室とに区画すると共に前記可動プーリ半体に連結されたピストンとより構成し、前記第1及び第2油圧室への作動油の給排を制御して前記可動プーリ半体を進退させるようにしたベルト式無段変速機において、前記ピストンに作用する前進方向の油圧による押圧力を、

該ピストンに作用する後退方向の油圧による押圧力よりも大きくするように、該ピストンの前記第1及び第2油圧室に臨む両受圧面の大きさを設定してなる、ベルト式無段変速機。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、例えば自動二輪車に用いられるベルト式無段変速機に関する。

従来この種変速機として、前進により有効半径を拡大し、後退により有効半径を縮小し得る可動プーリ半体をそれぞれ備えた駆動プーリ及び従動プーリ間にVベルトを懸張し、駆動プーリ及び従動プーリの少なくとも一方の可動プーリ半体に油圧作動装置を設け、その油圧作動装置を、軸方向へ移動不能の油圧シリンダと、その油圧シリンダ内に摺合してその内部を第1油圧室と第2油圧室とに区画すると共に可動プーリ半体に連結されたピストンとより構成し、第1及び第2油圧室への作動油の給排を制御して可動プーリ半体を進退させるようにしたものがある。

この場合、駆動プーリの駆動力をVベルトを回転させて従動プーリに伝達するのでVベルト

段変速機 T_m 及び歯車式補助変速機 T_a よりなり、これらは図示しない車体に支持されるケーシング C 内に構成される。

ケーシング C は第2図に示すように、エンジン E のクランク軸1のクランク部及び補助変速機 T_a を収容する主ケース C_1 と、無段変速機 T_m を収容する補助ケース C_2 と、その補助ケース C_2 の外側面を閉鎖するカバー C_3 とに分割されている。また、クランク軸1その他、パワーユニット P_u 中の各種回転軸は、パワーユニット P_u の後方で図示しない車体に軸支される後輪 W_r の軸線とすべて平行に配置され、パワーユニット P_u の出力軸、即ち補助変速機 T_a の出力軸141がチェン伝動装置 M を介して後輪 W_r を駆動するようになっている。

発進クラッチ S_c 及び無段変速機 T_m はいずれも油圧作動式に構成される。それらに作動油を供

には遠心力が作用し、これによりVベルトが真円となろうとするため可動プーリ半体には有効半径縮小方向の力が作用して、可動プーリ半体の有効半径拡大方向への変速応答性が低下するという問題がある。

本発明は上記に鑑み、前記ピストンに作用する前進方向の油圧による押圧力を、そのピストンに作用する後退方向の油圧による押圧力よりも大きくするように、ピストンの第1及び第2油圧室に臨む両受圧面の大きさを設定し、これにより可動プーリ半体の有効半径拡大方向への変速応答性を向上させた、前記ベルト式無段変速機を提供することを目的とする。

以下、図面により本発明を自動二輪車に採用した一実施例について説明すると、先ず第1図において、自動二輪車のパワーユニット P_u は、エンジン E 、発進クラッチ S_c 、本発明のベルト式無

給するために、クラッチ弁 V_c より延出した制御油路 L_c が発進クラッチ S_c に、またエンジン E に駆動される油圧ポンプ P から延出した第1、第2給油路 L_1 、 L_2 が無段変速機 T_m の駆動、従動部にそれぞれ接続される。

尚、第1図中、 V_r は油圧ポンプ P のリリーフ弁、 R はケーシング C の底部に形成される油溜である。

パワーユニット P_u の各部の構成を第2、3図により順次説明する。

先ず、発進クラッチ S_c であるが、それはクランク軸1を支承する最右側の軸受2の外側に隣接してクランク軸1上に設けられる。この発進クラッチ S_c はクランク軸1にスプライン結合3されたクラッチアウト4と、後述する駆動プーリ40の固定プーリ半体44と一体に形成されたクラッチインナ5とを有し、これらクラッチアウト及び

インナ 4, 5 間には、クラッチアウト 4 に摺動自在にスプライン嵌合される複数枚の駆動摩擦板 6 と、クラッチインナ 5 に摺動自在にスプライン嵌合される複数枚の被動摩擦板 7 とが各枚交互に重合して介装されると共に、最外側位置の駆動摩擦板 6 の外方移動を拘束する受圧環 8 がクラッチアウト 4 に係止される。この受圧環 8 と反対側でクラッチアウト 4 には油圧シリンダ 9 が形成されており、このシリンダ 9 には最内側位置の駆動摩擦板 6 に皿状の緩衝ばね 10 を挟んで対向するピストン 11 が摺合されている。このピストン 11 は、クラッチインナ 5 の内側に配置された戻しばね 12 により後退方向、即ち摩擦板 6, 7 群から離れる方向に弾圧される。油圧シリンダ 9 の油圧室 13 には前記制御油路 Lc からクランク軸 1 に形成した油路 14 を通して作動油が供給されるようになっている。

クラッチ遮断時には冷却油の粘性に起因した両摩擦板 6, 7 間の引摺り現象を起こし、またクラッチ接続時には両摩擦板 6, 7 間に滑りが生じ易くなる。反対に冷却油が過少であれば、摩擦熱を多量に発する半クラッチ時に各摩擦板 6, 7 が過熱する嫌いがある。したがって、冷却油の供給量は、クラッチ遮断時及び接続時には零若しくは僅少に、また半クラッチ時には多量にそれぞれ制御することが要求され、そのような制御のために流量調節弁 15 が設けられる。

流量調節弁 15 は円筒形をなして、クランク軸 1 の前記油路 14 内に摺合され、該弁 15 の左端面には油路 14 の油圧が、また右端面には大気圧と戻しばね 16 の弾発力とがそれぞれ作用するようになっている。流量調節弁 15 は油路 14 と連通する弁孔 17 を有し、該弁 15 が所定の右動位置に移動したとき上記弁孔 17 と連通する、

而して、油圧室 13 に高圧の作動油を供給すれば、ピストン 11 はその油圧を受けて戻しばね 12 を圧縮しながら前進し、駆動及び被動摩擦板 6, 7 群を受圧環 8 に対して押圧することにより両摩擦板 6, 7 間を半クラッチ状態を経て摩擦連結することができる。このクラッチ接続状態では、クランク軸 1 からクラッチアウト 4 に伝達される動力は両摩擦板 6, 7 群を介してクラッチインナ 5 に伝達し、そして次段の無段変速機 T_m へと伝達する。また、油圧シリンダ 9 内の作動油を排出すれば、ピストン 11 は戻しばね 12 の弾圧力により後退するので、両摩擦板 6, 7 間の摩擦連結は解かれ（クラッチ遮断状態）、上記の動力伝達は休止する。

発進クラッチ S_c は両摩擦板 6, 7 を作動油により冷却する湿式を採用している。ところで、両摩擦板 6, 7 に供給する冷却油が過多であれば、

オリフィス 18 付油孔 19 がクランク軸 1 に穿設され、またその油孔 19 をスプライン結合部 3 を介してクラッチインナ 5 の内側に常時連通させる油孔 20 がクラッチアウト 4 に穿設される。

而して、油路 14 内が低圧のクラッチ遮断時には調節弁 15 は戻しばね 16 の力で左動限に保持されるので、弁孔 17 と油孔 19 とは図示のように連通を断たれ、若しくはその連通を適当に絞られ、これにより油路 14 から発進クラッチ S_c への冷却油の供給量は零若しくは僅少に調節される。油路 14 内の油圧が半クラッチ状態をもたらすまでに上昇すると、その油圧を受けて調節弁 15 は戻しばね 16 を圧縮しながら右動し、弁孔 17 を油孔 19 に連通させ、これにより油路 14 から弁孔 17、油孔 19、20 を通して発進クラッチ S_c に冷却油が十分に供給される。このときの冷却油の最大流量はオリフィス 18 により規制される。

さらに、油路14内の油圧がクラッチ接続状態をもたらすまでに上昇して調節弁15が更に右動すると、弁孔17と油孔19とは再び連通を断たれ、若しくはその連通を適当に絞られ、これにより冷却油の供給量は再び零若しくは僅少に調節される。

第1図において、上記発進クラッチS_cを操作するためのクラッチ弁V_cについて説明すると、一端が閉塞されたシリンダ状の弁函25には戻しばね26、スプール弁27、調圧ばね28及び押圧板29が順次挿入され、最外側の押圧板29には、固定の支軸30に中央部を支持させた作動レバー31の一端が接続され、その他端には操向ハンドルHに付設されたクラッチレバー32に連なる操作ワイヤ33と作動ばね34とが接続される。その作動ばね34は前記調圧ばね28よりばね力が強く、クラッチレバー32の解放に従い作動レバー31及び押圧板29を介して調圧ばね28を

押圧し、そのセット荷重を増加させることができる。

弁函25は、調圧ばね28側から並んでその内壁に開口する第1～第4ポート35₁、～35₄を有し、第1ポート35₁は油溜Rと連通し、第2ポート35₂から制御油路L_cが延出され、第3ポート35₃は油圧ポンプPと連通し、また第4ポート35₄はオリフィス36を介して制御油路L_cと連通すると共に、弁函25内の戻しばね26を収容する反力油圧室38と連通する。他方、スプール弁27は、前記第2ポート35₂と第1ポート35₁または第3ポート35₃との連通を切換え得る環状溝39を有する。

而して、第1図の状態のように、クラッチレバー32を操向ハンドルH側に引き寄せることにより、作動ばね34の力に抗して作動レバー31を押圧板29から充分に後退させれば、スプール弁

27は戻しばね26により右動されて、第3ポート35₃を閉じると共に第1及び第2ポート35₁、35₂間を連通させる。その結果、発進クラッチS_cの油圧シリンダ9内の圧力は油溜Rに解放されるので、発進クラッチS_cは遮断状態となる。

クラッチレバー32の操作力を徐々に解放していき、押圧板29が作動ばね34の力により調圧ばね28を押圧していくと、スプール弁27は左動して第1ポート35₁を閉じると共に第2及び第3ポート35₂、35₃間を連通させるので、油圧ポンプPの吐出油が制御油路L_cに供給される。これに伴い制御油路L_cの油圧が上昇すると、その油圧はオリフィス36を経て反力油圧室38に導入されるため、その油圧による押圧力と調圧ばね28のセット荷重とが平衡するところまでスプール弁27は右方へ押戻される。したがって、クラッチレバー32の戻し動作に伴う調圧ばね28

のセット荷重の増加に応じて制御油路L_cの油圧、即ち発進クラッチS_cの接続油圧を上昇させることができる。

このようなクラッチ弁V_cを用いると、クラッチレバー32の操作力を軽く設定しても、それに殆ど関係なく発進クラッチS_cの接続油圧を充分に大きく設定することができ、これにより発進クラッチS_cの小型化が可能となり、また前述のように、発進クラッチS_cを、パワーユニットP_u中、最も回転数が高くてトルクの低いクランク軸1上に設けることにより、その小型化は更に促進される。

次に無段変速機T_mについて説明する。

この変速機T_mは、発進クラッチS_cの右側に隣接してクランク軸1上に設けた駆動Vプーリ40、その後方に隣接配置した従動Vプーリ41、及び両Vプーリ40、41間に懸張したVベルト42

を主要素としている。

駆動レブリー40は、クランク軸1の右端部にベアリング43を介して回転自在に支承される固定ブリー半体44と、この固定ブリー半体44と一体の筒状駆動ブリー軸45に2個のボールキー46を介して摺動可能に連結される可動ブリー半体47とより構成され、この可動ブリー半体47はその背面にねじ48で固着されたピストン49を備え、このピストン49を収容する油圧シリンダ50の後壁板50aがケーシングCにボールベアリング51を介して支承されると共に、駆動ブリー軸45に止環52により連結される。ピストン49は油圧シリンダ50内をレベルト42側の第1油圧室50₁と、それと反対側の第2油圧室50₂とに区画し、ピストン49の受圧面は、第1油圧室50₁側が第2油圧室50₂側より狭くなるように形成される。かくしてピストン49お

50aを駆動ブリー軸45に止環52を介して連結したので、固定ブリー半体44とも一体的な連結関係に置かれる。このようにすると、ピストン49の油圧作動に伴い固定ブリー半体44と油圧シリンダ50間に作用するスラスト荷重を駆動ブリー軸45に伝達、支承させることができ、その結果、油圧シリンダ50を回転自在に支承するボールベアリング51の負荷が軽減される。

従動レブリー41は、従動ブリー軸56と一体に形成された固定ブリー半体57と、従動ブリー軸56に3個のボールキー58を介して軸方向摺動可能に連結される可動ブリー半体59とより構成され、そして固定ブリー半体57は駆動レブリー40の可動ブリー半体47の後方に、また可動ブリー半体59は固定ブリー半体44の後方に、それぞれ隣接して配置される。可動ブリー半体59はその背面にねじ60で固着されたピストン61

よび油圧シリンダ50は可動ブリー半体47を進退させる油圧作動装置を構成する。

上記構成において両油圧室50₁、50₂に同圧の油圧を導入すると、ピストン49は左右の受圧面積の差による差動油圧を受けて左方へ移動して可動ブリー半体47を固定ブリー半体44に近付け、駆動レブリー40の有効半径、即ちレベルト42との接触半径を拡大させることができる。また、第1油圧室50₁に油圧をかけた状態で第2油圧室50₂の油圧を解放すれば、ピストン49は第1油圧室50₁の油圧により右動して可動ブリー半体47を固定ブリー半体44より遠ざけ、駆動レブリー40の有効半径を縮小することができる。このようなピストン49の油圧作動のために第1制御弁V₁が駆動ブリー軸45内に設けられるが、その詳細は後述する。

油圧シリンダ50は、前述のようにその後壁板

を備え、このピストン61を収容する油圧シリンダ62の後壁板62aが従動ブリー軸56に止環63を介して連結される。ピストン61は油圧シリンダ62内をレベルト42側の第1油圧室62₁と、それと反対側の第2油圧室62₂とに区画し、ピストン61の受圧面は、第1油圧室62₁側が第2油圧室62₂側より狭くなるように形成される。かくしてピストン61および油圧シリンダ62は可動ブリー半体59を進退させる油圧作動装置を構成する。

上記構成において両油圧室62₁、62₂に同圧の油圧を導入すると、ピストン61は左右の受圧面積の差による差動油圧を受けて右方へ移動して可動ブリー半体59を固定ブリー半体57に近付け、従動レブリー41の有効半径を拡大させることができる。また、第1油圧室62₁に油圧をかけた状態で第2油圧室62₂の油圧を解放すれ

ば、ピストン61は第1油圧室62の油圧により左動して可動ブーリー半体59を固定ブーリー半体57より遠ざけ、従動Vブーリー41の有効半径を縮小することができる。このようなピストン61の油圧作動のために第2制御弁V₂が従動ブーリー軸56内に設けられるが、その詳細は後述する。

従動ブーリー軸56は左右両端部及び中央部の3個所をベアリング64, 65, 66を介してケーシングCに支承される。そして、中央のベアリング65と右端部のベアリング66の間において油圧シリンダ62は、止環63及び従動ブーリー軸56を介して固定ブーリー半体57と一体的な連結関係に置かれる。このようにすると、ピストン61の油圧作動に伴い固定ブーリー半体57と油圧シリンダ62間に作用するスラスト荷重を従動ブーリー軸56に伝達、支承させることができ、その結果、ベアリング65, 66の負荷が軽減される。

を絞つて内側連絡管72の外周面に溶接することにより連結しており、また、外側連絡管73の外周には取付フランジ75が溶接してある。この取付フランジ75はカバーC₁の内壁に形成した段付取付凹部76の大径部に弾性シールリング77を介して嵌装され、止環78により抜止めされる。段付取付凹部76の小径部には内側連絡管72の右方突出部が弾性シールリング79を介して嵌装される。かくして、2重連絡管72, 73はカバーC₁にフローティング支持され、クランク軸1及び駆動ブーリー軸45の心振れにも追従することができる。尚、80はカバーC₁の第1給油路L₁と外側連絡管73の内側とを連通させるために、該連絡管73の周壁に穿設した透孔である。

主動スプール弁70は外周に左右一対の環状給油溝81, 82と1条の環状排油溝83とを有し、給油溝81, 82は透孔84, 85を介して主動

さて、第1, 第2制御弁V₁, V₂並びにその周囲の油路に説明を移す。

第1制御弁V₁は中空の駆動ブーリー軸45内に摺合された筒状の従動スプール弁71と、この従動スプール弁71内に摺合された筒状の主動スプール弁70とよりなり、主動スプール弁70内に、外2重に嵌合した内側連絡管72及び外側連絡管73が挿入される。内側連絡管72は主動スプール弁70を左右に貫通して、ケーシングCのカバーC₁に設けた前記制御油路L₁と発進クラッチS₁の油圧室13に連なる油路14との間を連通する。

また、内側連絡管72は主動スプール弁70の内側に筒状油路74を画成し、この油路74は外側連絡管73を介してカバーC₁に設けた前記第1給油路L₁に連通される。

両連絡管72, 73は、外側連絡管73の右端

スプール弁70内の筒状油路74と連通している。また、従動スプール弁71は外周に左右一対の環状油溝86, 87を有し、その左側油溝86は、透孔88を介して主動スプール弁70の左側給油溝81と常時連通する一方、透孔89、環状油路90及び油路91を介して油圧シリンダ50の第1油圧室50ととも常時連通している。右側油溝87は、透孔92を介して主動スプール弁70の排油溝83と常時連通する一方、透孔93を介して油圧シリンダ50の第2油圧室50ととも常時連通している。また、従動スプール弁71には、その右側油溝87と主動スプール弁70の右側給油溝82との間の連通、遮断を制御する透孔94と、主動スプール弁70の排油溝83とケーシングC内部との連通、遮断を制御する切欠状の排油口95が設けられている。さらに、従動スプール弁71は、駆動ブーリー軸45を半径方向に貫通す

る連動ピン96を介して可動プーリ半体47に連結されて、それと共に左右動するようになつている。駆動プーリ軸45の連動ピン96に貫通される部分は、連動ピン96の左右動を妨げないように長孔97になつている。

第2制御弁 V_2 は中空の従動スプール弁101と、この従動スプール弁101内に摺合された主動スプール弁100とよりなる。主動スプール弁100の中心部には隔壁102により互いに隔離される給油路103及び排油路104が形成されており、給油路103は、それに挿入された連絡管105を介してカバー C_2 に形成した前記第2給油路 L_2 と連通し、排油路104は、ケーシング C 内部と連通する従動プーリ軸56の中空部に開口する。

連絡管105の外周に溶接した取付フランジ106はカバー C_2 の内壁に形成した取付凹部107に

油圧シリンダ62の第2油圧室62₂と常時連通している。また、従動スプール弁101には、その左側油溝116と、主動スプール弁100の左側給油溝110及び排油溝112との各間の連通、遮断を制御する透孔123, 124が設けられている。さらに、従動スプール弁101は、従動プーリ軸56を半径方向に貫通する連動ピン125を介して可動プーリ半体59に連結されて、それと共に左右動するようになつている。従動プーリ軸56の連動ピン125に貫通される部分は、連動ピン56の左右動を妨げないように長孔126になつている。

第1, 第2両制御弁 V_1, V_2 は、駆動側の可動プーリ半体47と従動側の可動プーリ半体59とを同期作動させるために、連動機構130により連結される。連動機構130は、両制御弁 V_1, V_2 の中間でケーシング C に両制御弁 V_1, V_2

弾性シールリング108を介して嵌装され、止環109により抜止めされる。かくして、連絡管105はカバー C_2 にフローティング支持され、従動プーリ軸56の心振れに追従することができる。

また、主動スプール弁100は外周に左右一對の環状給油溝110, 111と1条の環状排油溝112とを有し、給油溝110, 111は透孔113, 114を介していずれも前記給油路103と連通し、排油溝112は透孔115を介して前記排油路104と連通している。また、従動スプール弁101は外周に左右一對の環状油溝116, 117を有し、その右側油溝117は透孔118を介して主動スプール弁100の右側給油溝111と常時連通する一方、透孔119、環状油路120及び油路121を介して油圧シリンダ62の第1油圧室62₁と常時連通し、左側油溝116は透孔122を介して

と平行に設けた支軸131と、この支軸131に摺動自在に支承されたシフタ132と、このシフタ132に中間部を固着されると共に両制御弁 V_1, V_2 の主動スプール弁70, 100に両端を連結した連動棒133とよりなり、前記シフタ132はケーシング C に軸支したシフトレバー134の回動により作動され、またそのシフトレバー134は第1図の操向ハンドル H の左グリッブ H_2 の回動により操作されるようになつている。

ここで、両制御弁 V_1, V_2 の作用を説明すると、第3図に示すように、シフタ132がカバー C_2 に当接した右動限に位置する場合は、第1制御弁 V_1 では透孔94が主動スプール弁70により閉じられて右側給油溝82と右側油溝87との間が遮断されると共に、排油溝83と排油口95とが連通し、一方、左側給油溝81と左側油溝86間とは常時連通状態にあるので、第1油圧室50、

には筒状油路74に待機する作動油圧が油溝81, 86等を通して導入され、第2油圧室50₂は油溝82, 87等を介して排油口95に開放される。したがって、ピストン11は第1油圧室50₁の油圧を受けて右動して可動プーリ半体47を後退限に保持する。

また、この場合、第2制御弁V₂では、左側給油溝110が透孔123を介して左側油溝116と連通すると共に、透孔124が主動スプール弁100に閉じられて排油溝112と左側油溝116間が遮断される。一方、右側給油溝111と右側油溝117間は常時連通状態にあるので、給油路103に待機する作動油圧が油圧シリンダ62の第1, 第2両油圧室62₁, 62₂に導入され、したがってピストン61は前述のように差動油圧を受けて右方へ移動して可動プーリ半体59を前進限に保持する。

スプール弁70を追跡し、その追跡により透孔94及び排油口95が主動スプール弁70に閉じられて、第2油圧室50₂が筒状油路74及び排油口95のいずれとも遮断されたとき、ピストン49したがって可動プーリ半体47の移動は停止する。即ち、可動プーリ半体47は主動スプール弁70の左動に応じて前進することができる。

また、主動スプール弁100の左動によれば、透孔123が主動スプール弁100に閉じられると共に、透孔124が開かれて排油溝112と左側油溝116間が連通するので、第2油圧室62₂の油圧が排油路104に解放される。このため、ピストン61は第1油圧室62₁の油圧により左動を開始し、可動プーリ半体59を後退させる。すると、この可動プーリ半体59の後退は連動ピン125を介して従動スプール弁101に伝動されるので、該スプール弁101も同時に移動して

このようにして、駆動プーリ40の有効半径は最小に、また従動プーリ41の有効半径は最大に制御されるので、駆動プーリ40は最大の減速比を以て従動プーリ41を駆動することができる。

次に、シフタ132を左動すれば、連動棒133により両主動スプール弁70, 100は同時に左動される。そして、主動スプール弁70の左動により透孔94が開いて右側給油溝82と右側油溝87間が連通すると共に排油口95が主動スプール弁70により閉じられると、筒状油路74の作動油圧が第2油圧室50₂にも導入されるため、ピストン49は前述のように差動油圧を受けて左動を開始し、可動プーリ半体47を前進させる。すると、この可動プーリ半体47の前進は連動ピン96を介して従動スプール弁71に伝達されるので、該スプール弁71も同時に移動して主動ス

主動スプール弁100を追跡し、その追跡により両透孔113, 114が主動スプール弁100に閉じられて、第2油圧室62₂が給油路103及び排油路104のいずれとも遮断されたとき、ピストン61したがって可動プーリ半体59の移動は停止する。即ち、可動プーリ半体59は主動スプール弁100の左動に応じて後退することができる。

このようにして、駆動プーリ40の可動プーリ半体47の前進と、従動プーリ41の可動プーリ半体59の後退とが同期して行われるため、Vベルト42に過度の張力を与えることなく駆動プーリ40の有効半径の縮小と従動プーリ41の有効半径の拡大とを同時に達成し、両プーリ40, 41間の減速比を的確に減じることができる。

以上において、駆動プーリ40の油圧シリン

ダ50は従動レブリー41の油圧シリンダ62よりも大径に形成される。これによれば、同油圧下においても、駆動側のピストン49が受ける油圧作動力を従動側のピストン61が受ける油圧作動力よりも常に大きくすることができ、変速の応答性を向上させる上に有効である。

また、駆動レブリー40のピストン49においては、その第1油圧室50、側の受圧面積を A_1 、第2油圧室50、側の受圧面積を A_2 とすると、

$$A_2 - A_1 > A_1$$

上式が成立し、また従動レブリー41のピストン61においては、その第1油圧室62、側の受圧面積を B_1 、第2油圧室62、側の受圧面積を B_2 とすると、

$$B_2 - B_1 > B_1$$

上式が成立している。したがって、各可動ブリー半体47、59の油圧による前進力をそれぞれの

半体57は油圧シリンダ62のような付属部品を持たないので、固定ブリー半体57の背面側のケーシングCの右外側面後部に凹所135を形成することができ、第1図に示すように、この凹所135を利用してブレーキペダル B_p が設置される。このようにすると、ブレーキペダル B_p の外方突出を無くし、若しくはその突出量を小さくすることができる。尚、図中 S_t はステップである。

また、両油圧シリンダ50、62を両レブリー40、41の対角線上に配置することは、両レブリー40、41の近接配置の場合でも、各油圧シリンダ50、62の外径を他方の油圧シリンダ62、50に干渉されずに自由に設定し得るので好都合である。

次に、補助変速機T α の説明をする。

第1及び第2図に示すように、ベアリング64、65の間で従動ブリー軸56上にニードルベア

後退力よりも常に大きくすることができ、したがってレベルト42に作用する遠心力によつて各可動ブリー半体47、59に有効半径縮小方向の力が加わつていても、各可動ブリー^{半体}47、59の有効半径拡大方向への変速応答性を向上させることができる。

更に、油圧シリンダ50、62には可動ブリー半体47、59をそれぞれ前進方向に弾圧するばね53、67が縮設される。これらのばね53、67は各油圧シリンダ50、62内に未だ油圧が導入されていないとき、レベルト42に予張力を与えてその弛みを除去するように機能する。

補助ケースC α において、駆動レブリー40の油圧シリンダ50は前方右側に、従動レブリー41の油圧シリンダ62は後方内側にそれぞれ配置され、したがって従動レブリー41の固定ブリー半体57は後方外側に配置される。この固定ブリー

ング137を介して支承される入力軸138と、その後方で主ケースC α にニードルベアリング139及びボールベアリング140を介して両端部を支承される出力軸141とを有し、入力軸138は減速歯車列142を介して従動ブリー軸56と連結される一方、低速及び高速歯車列143、144を介して出力軸141とも連結される。

減速歯車列142は、従動ブリー軸56にスプライン結合した第1小歯車145、この小歯車145より中間歯車146を介して駆動される第1大歯車147、この大歯車147と一体に回転する第2小歯車148及びこの小歯車148より駆動される第2大歯車149より構成され、一体の第1大歯車147及び第2小歯車148はニードルベアリング150を介して出力軸141上に支承され、第2大歯車149は入力軸138の一端に一体に形成される。したがって、従動ブリー

軸56の回転は第1歯車145, 147により1段階減速し、また第2歯車148, 149によりもう1段階減速して入力軸138に伝達することができる。

低速歯車列143は入力軸138に一体に形成された駆動歯車151と、出力軸141に回転自在に支承されて上記歯車151より駆動される被動歯車152とより構成され、また高速歯車列144も同じく入力軸138に一体に形成された駆動歯車153と、出力軸141に回転自在に支承されて上記歯車153より駆動される被動歯車154とより構成され、そして減速比は、低速歯車列143の方を高速歯車列144の方より当然に大きく設定される。また、出力軸141には両被動歯車152, 154に交互にドッグ結合し得るシフタ155が摺動自在にスプライン嵌合156されており、したがって、シフタ155は、被動

歯車152と結合する低速位置「L。」と、被動歯車154と結合する高速位置「H。」との2つ切換位置を持つが、その外に両被動歯車152, 154のいずれとも結合しない中立位置「N」をもとり得るものであり、このシフタ155の切換操作はシフトフォーク157により行われる。かくして、シフタ155を「L。」または「H。」の位置に切換えれば、低速歯車列143または高速歯車列144が作動状態となるので、入、出力軸138, 141間に高低二段の変速比を与えることができる。

この補助変速機 T_a は、前記無段変速機 T_m の不足する変速比幅を補うものであり、換言すれば補助変速機 T_a の併設により、無段変速機 T_m の駆動及び従動プーリ40, 41の軸間距離を可及的に狭ばめてこれらをパワーユニット P_u のケーシングC内にコンパクトに収めることが可能と

なり、それに伴う無段変速機 T_m の変速比幅の多少の犠牲が許容される。

以上のように本発明によれば、前進により有効半径を拡大し、後退により有効半径を縮小し得る可動プーリ半体をそれぞれ備えた駆動プーリ及び従動プーリ間にVベルトを懸張し、駆動プーリ及び従動プーリの少なくとも一方の可動プーリ半体に油圧作動装置を設け、その油圧作動装置を、軸方向へ移動不能の油圧シリンダと、その油圧シリンダ内に摺合してその内部を第1油圧室と第2油圧室とに区画すると共に可動プーリ半体に連結されたピストンとより構成し、第1及び第2油圧室への作動油の給排を制御して可動プーリ半体を進退させるようにしたベルト式無段変速機において、ピストンに作用する前進方向の油圧による押圧力を、そのピストンに作用する後退方向の油圧による押圧力よりも大きくするように、ピ

ストンの第1及び第2油圧室に臨む両受圧面の大きさを設定したので、ピストンの前進を容易に行つて可動プーリ半体の有効半径拡大方向への変速応答性を向上させることができる。

4. 図面の簡単な説明

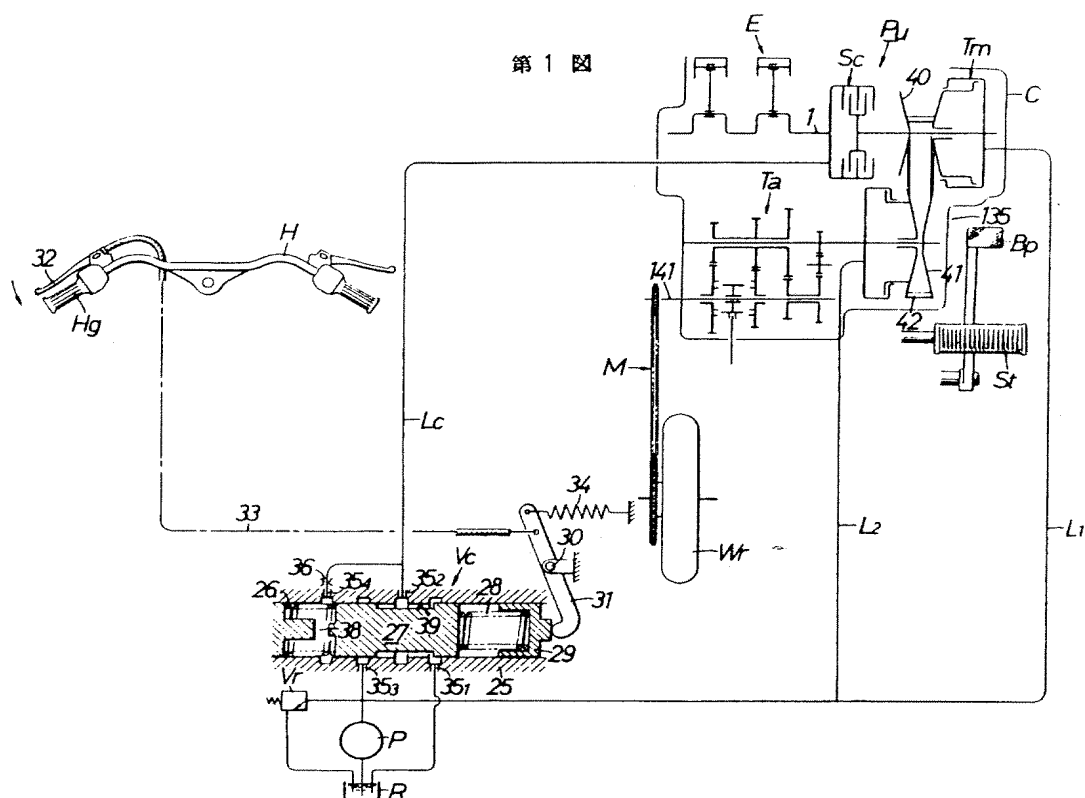
図面は本発明の一実施例を示すもので、第1図は自動二輪車の動力伝達系の概略平面図、第2図はその動力伝達系内のパワーユニットの要部縦断平面図、第3図はそのパワーユニット内のVベルト式無段変速機の拡大縦断平面図である。

T_m …無段変速機、40…駆動プーリ、41…従動プーリ、42…Vベルト、47, 59…可動プーリ半体、49, 61…ピストン、50, 62…油圧シリンダ、50₁, 62₁…第1油圧室、50₂, 62₂…第2油圧室。

特許出願人 本田技研工業株式会社
代理人 弁理士 落 合



第 1 図



第 2 函

